

10/518645.  
PCT/IB 03/02326

19.06.03

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 18 JUL 2003

WIPO PCT

20 DEC 2004

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年11月 1日

出願番号

Application Number:

特願2002-320470

[ST.10/C]:

[JP2002-320470]

出願人

Applicant(s):

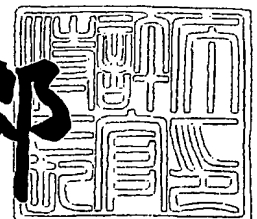
トヨタ自動車株式会社

PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 1月14日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2002-3105366

BEST AVAILABLE COPY

【書類名】 特許願  
 【整理番号】 TSN025031  
 【あて先】 特許庁長官殿  
 【国際特許分類】 F16D 25/063  
 F16F 63/30  
 F16H 3/62

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 【氏名】 宮崎 光史

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 【氏名】 飯島 祥浩

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 【氏名】 安田 勇治

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 【氏名】 大西 博文

【特許出願人】

【識別番号】 000003207  
 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100085361  
 【弁理士】  
 【氏名又は名称】 池田 治幸

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2002-177504  
 【出願日】 平成14年 6月18日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0212036

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 二連断続装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 圧力室内に作動油が供給されることによりピストンを中心線と平行な第 1 方向へ移動させる第 1 油圧シリンダと、

該第 1 油圧シリンダの前記第 1 方向側に隣接する位置において、該第 1 油圧シリンダと同心に一体的に共通の支持部材に配設されるとともに、圧力室内に作動油が供給されることによりピストンを前記第 1 方向と同じ方向へ移動させる第 2 油圧シリンダと、

前記支持部材に一体的に配設された前記第 1 油圧シリンダのシリンダチューブの側壁部に、前記第 1 方向側へ突き出すように一体的に設けられた前記中心線を中心とする円筒形状の連結ドラムと、

前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置において、前記中心線まわりに相対回転可能な前記連結ドラムおよび第 1 連結部材の双方にそれぞれ相対回転不能に配設された摩擦材を有し、前記第 1 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動して該摩擦材に係合させられることにより、該連結ドラムを介して前記支持部材と該第 1 連結部材とを連結する第 1 摩擦係合装置と、

前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置であって且つ前記第 1 摩擦係合装置に対して前記中心線方向に隣接する位置において、前記中心線まわりに相対回転可能な前記連結ドラムおよび第 2 連結部材の双方にそれぞれ相対回転不能に配設された摩擦材を有し、前記第 2 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動して該摩擦材に係合させられることにより、該連結ドラムを介して前記支持部材と該第 2 連結部材とを連結する第 2 摩擦係合装置と、

を有する二連断続装置において、

前記第 2 油圧シリンダのシリンダチューブは、前記第 1 油圧シリンダのピストンと別体に設けられて前記支持部材に一体的に固設されているとともに、

前記第 1 摩擦係合装置および前記第 2 摩擦係合装置の前記摩擦材は、前記連結ドラムの前記第 1 方向側の先端部から該第 1 方向と反対向きに嵌合され、該連結ドラムに一体的に装着されたストッパ部材によってそれぞれ該第 1 方向への移動

が阻止されている

ことを特徴とする二連断続装置。

【請求項 2】 前記第 1 摩擦係合装置および前記第 2 摩擦係合装置のうち、前記中心線方向において前記第 1 方向と反対側に配設されている一方の摩擦係合装置の前記連結ドラム側の摩擦材は、該連結ドラムに直接相対回転不能に配設されており、

前記第 1 方向側に位置する他方の摩擦係合装置の摩擦材に係合させる油圧シリンダのピストンは、前記一方の摩擦係合装置の摩擦材に設けられた切欠を挿通させられて、該他方の摩擦係合装置の摩擦材に当接させられるようになっている

ことを特徴とする請求項 1 に記載の二連断続装置。

【請求項 3】 前記第 1 摩擦係合装置および前記第 2 摩擦係合装置のうち、前記中心線方向において前記第 1 方向と反対側に配設されている一方の摩擦係合装置の前記摩擦材は、該摩擦材の後から該連結ドラムに相対回転不能に嵌合されたスペーサを介して前記第 1 方向への移動が阻止されている一方、

前記第 1 方向側に位置する他方の摩擦係合装置の前記連結ドラム側の摩擦材は、前記スペーサに相対回転不能に嵌合されているとともに、前記ストッパ部材により該スペーサと共に前記第 1 方向への移動が阻止されている

ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の二連断続装置。

【請求項 4】 前記スペーサの先端には、前記一方の摩擦係合装置の前記摩擦材と略平行になるように前記連結ドラムから離間する方向へ略直角に曲げられた円環形状のフランジが一体に設けられている

ことを特徴とする請求項 3 に記載の二連断続装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明はクラッチやブレーキ等の断続装置に係り、特に、一对の断続装置が中心線方向に連続して配設されている二連断続装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

車両用の自動変速機として、複数の遊星歯車装置とクラッチ、ブレーキを用いたものが多用されている。特許文献 1 に記載の自動変速機はその一例で、(a) 圧力室 (16) 内に作動油が供給されることによりピストン (14) を中心線と平行な第 1 方向へ移動させる第 1 油圧シリンダと、(b) その第 1 油圧シリンダの前記第 1 方向側に隣接する位置において、その第 1 油圧シリンダと同心に一体的に共通の支持部材 (入力軸 2) に配設されるとともに、圧力室 (17) 内に作動油が供給されることによりピストン (15) を前記第 1 方向と同じ方向へ移動させる第 2 油圧シリンダと、(c) 前記支持部材に一体的に配設された前記第 1 油圧シリンダのシリンダチューブの側壁部に、前記第 1 方向側へ突き出すように一体的に設けられた前記中心線を中心とする円筒形状の連結ドラムと、(d) 前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置において、前記中心線まわりに相對回轉可能な前記連結ドラムおよび第 1 連結部材 (サンギヤ 4 a) の双方にそれぞれ相對回轉不能に配設された複数の摩擦材を有し、前記第 1 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動してその摩擦材に係合させられることにより、その連結ドラムを介して前記支持部材と第 1 連結部材とを連結する第 1 摩擦係合装置 (クラッチ C 1) と、(e) 前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置であって且つ前記第 1 摩擦係合装置に対して前記中心線方向に隣接する位置において、前記中心線まわりに相對回轉可能な前記連結ドラムおよび第 2 連結部材 (サンギヤ 4 b) の双方にそれぞれ相對回轉不能に配設された複数の摩擦材を有し、前記第 2 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動してその摩擦材に係合させられることにより、その連結ドラムを介して前記支持部材と第 2 連結部材とを連結する第 2 摩擦係合装置 (クラッチ C 2) と、を有する二連斷続装置を備えている。上記第 1 油圧シリンダのピストンは第 2 油圧シリンダのシリンダチューブを兼ねている一方、そのピストンは連結ドラムに相對回轉不能に係合させられ、第 2 摩擦係合装置の摩擦材は、そのピストンに相對回轉不能に嵌合されているとともに、そのピストンに装着されたストッパ部材 (スナップリング) によって位置決めされている。

【 0 0 0 3 】

【特許文献 1】

特開2001-304355号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、このような従来の二連断続装置は、第1油圧シリンダのシリンダチューブ内に第2油圧シリンダおよび第2摩擦係合装置が中心線方向の移動可能に保持されているため、各部の摺動抵抗などで一方の圧力室内の油圧が他方の圧力室内の油圧に影響し、第1摩擦係合装置および第2摩擦係合装置の両方の係合トルクを同時にきめ細かく制御することが困難で、2つの摩擦係合装置の使用に制限があった。

【0005】

また、第2摩擦係合装置の摩擦材は、第1油圧シリンダのピストンに相對回転不能に嵌合されているため、シリンダチューブに設けられる連結ドラムとは別にピストンにも円筒形状のドラムやスプライン歯などを設ける必要があり、ピストン形状が複雑になって製造コストが高くなる。また、第2摩擦係合装置の係合時には第1油圧シリンダのピストンを介してトルクが伝達されるため、その第2摩擦係合装置の係合、非係合によって第1油圧シリンダのピストンの作動抵抗が変化し、例えば第1摩擦係合装置の係合、解放時の係合トルクの過渡制御が難しい。

【0006】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、第1油圧シリンダのシリンダチューブに一体的に設けられた連結ドラムに第1摩擦係合装置および第2摩擦係合装置が配設されている二連断続装置において、各摩擦係合装置の係合トルクを同時に高い精度できめ細かく制御できるようにするとともに、ピストン形状を簡略にして装置を全体として簡単且つ安価に構成できるようにすることにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】

かかる目的を達成するために、第1発明は、(a) 圧力室内に作動油が供給されることによりピストンを中心線と平行な第1方向へ移動させる第1油圧シリンダ

と、(b) その第 1 油圧シリンダの前記第 1 方向側に隣接する位置において、その第 1 油圧シリンダと同心に一体的に共通の支持部材に配設されるとともに、圧力室内に作動油が供給されることによりピストンを前記第 1 方向と同じ方向へ移動させる第 2 油圧シリンダと、(c) 前記支持部材に一体的に配設された前記第 1 油圧シリンダのシリンダチューブの側壁部に、前記第 1 方向側へ突き出すように一体的に設けられた前記中心線を中心とする円筒形状の連結ドラムと、(d) 前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置において、前記中心線まわりに相對回轉可能な前記連結ドラムおよび第 1 連結部材の双方にそれぞれ相對回轉不能に配設された摩擦材を有し、前記第 1 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動してその摩擦材に係合させられることにより、その連結ドラムを介して前記支持部材とその第 1 連結部材とを連結する第 1 摩擦係合装置と、(e) 前記第 2 油圧シリンダよりも前記第 1 方向側の位置であって且つ前記第 1 摩擦係合装置に対して前記中心線方向に隣接する位置において、前記中心線まわりに相對回轉可能な前記連結ドラムおよび第 2 連結部材の双方にそれぞれ相對回轉不能に配設された摩擦材を有し、前記第 2 油圧シリンダのピストンが前記第 1 方向へ移動してその摩擦材に係合させられることにより、その連結ドラムを介して前記支持部材とその第 2 連結部材とを連結する第 2 摩擦係合装置と、を有する二連斷続装置において、(f) 前記第 2 油圧シリンダのシリンダチューブは、前記第 1 油圧シリンダのピストンと別体に設けられて前記支持部材に一体的に固設されているとともに、(g) 前記第 1 摩擦係合装置および前記第 2 摩擦係合装置の前記摩擦材は、前記連結ドラムの前記第 1 方向側の先端部からその第 1 方向と反對向きに嵌合され、その連結ドラムに一体的に装着されたストッパ部材によってそれぞれその第 1 方向への移動が阻止されていることを特徴とする。

## 【 0 0 0 8 】

第 2 発明は、第 1 発明の二連斷続装置において、(a) 前記第 1 摩擦係合装置および前記第 2 摩擦係合装置のうち、前記中心線方向において前記第 1 方向と反對側に配設されている一方の摩擦係合装置の前記連結ドラム側の摩擦材は、その連結ドラムに直接相對回轉不能に配設されており、(b) 前記第 1 方向側に位置する他方の摩擦係合装置の摩擦材に係合させる油圧シリンダのピストンは、前記一方



の摩擦係合装置の摩擦材に設けられた切欠を挿通させられて、その他方の摩擦係合装置の摩擦材に当接させられるようになっていることを特徴とする。

## 【0009】

第3発明は、第1発明または第2発明の二連断続装置において、(a) 前記第1摩擦係合装置および前記第2摩擦係合装置のうち、前記中心線方向において前記第1方向と反対側に配設されている一方の摩擦係合装置の前記摩擦材は、その摩擦材の後からその連結ドラムに相対回転不能に嵌合されたスペーサを介して前記第1方向への移動が阻止されている一方、(b) 前記第1方向側に位置する他方の摩擦係合装置の前記連結ドラム側の摩擦材は、前記スペーサに相対回転不能に嵌合されているとともに、前記ストッパ部材によりそのスペーサと共に前記第1方向への移動が阻止されていることを特徴とする。

## 【0010】

第4発明は、第3発明の二連断続装置において、前記スペーサの先端には、前記一方の摩擦係合装置の前記摩擦材と略平行になるように前記連結ドラムから離間する方向へ略直角に曲げられた円環形状のフランジが一体に設けられていることを特徴とする。

## 【0011】

## 【発明の効果】

このような二連断続装置においては、第2油圧シリンダのシリンダチューブが第1油圧シリンダのピストンと別体に設けられて支持部材に一体的に固設されているとともに、第1摩擦係合装置および第2摩擦係合装置の摩擦材は、連結ドラムに装着されたストッパ部材によってそれぞれ第1方向への移動が阻止され、ピストンにより挟圧されて摩擦係合させられるようになっているため、第1油圧シリンダおよび第2油圧シリンダは、別々に第1摩擦係合装置および第2摩擦係合装置に係合、解放できる。これにより、両方の摩擦係合装置の係合トルクを同時に高い精度できめ細かく制御することが可能となり、例えば一方を解放しながら他方を係合させるクラッチツークラッチ変速などにも使用できるなど、一対の摩擦係合装置の使用態様の自由度が向上する。

## 【0012】

第2発明では、中心線方向において第1方向と反対側、すなわち第2油圧シリンダに隣接して配設されている一方の摩擦係合装置の連結ドラム側の摩擦材が、その連結ドラムに直接相対回転不能に配設されており、第1方向側に位置する他方の摩擦係合装置の摩擦材に係合させる油圧シリンダのピストンは、その一方の摩擦係合装置の摩擦材に設けられた切欠を挿通させられて、その他方の摩擦係合装置の摩擦材に当接させられるようになっている。このため、従来のように第1油圧シリンダのピストンに摩擦材を相対回転不能に嵌合する場合に比較して、円筒形状のドラムやスプライン歯などをピストンに設ける必要がなく、ピストン形状が簡略化されて、装置が全体として簡単且つ安価に構成されるとともに、一方の摩擦係合装置の係合、非係合によって他方の摩擦係合装置に係合させる油圧シリンダのピストンの作動抵抗が変化する恐れがなく、その一方の摩擦係合装置の係合、非係合に拘らず他方の摩擦係合装置の係合、解放時の係合トルクの過渡制御などを高い精度で行うことができる。

## 【0013】

第3発明では、中心線方向において第1方向と反対側、すなわち第2油圧シリンダに隣接して配設されている一方の摩擦係合装置の摩擦材が、スペーサを介してストッパ部材により第1方向への移動が阻止されるようになっているため、一方および他方の摩擦係合装置の摩擦材に対して別々にストッパ部材を配設する場合に比較して、ストッパ部材の分だけ中心線方向の長さ寸法を短くできる。また、ストッパ部材としては一般にスナップリングが用いられるが、縮径または拡径させた状態で連結ドラムに嵌合して組付用の環状溝に嵌め入れる必要があるため、他方の摩擦係合装置に係合させるピストンとの干渉を避けるために、径方向において摩擦材との係合寸法以上に上記縮径分または拡径分（言い換えれば連結ドラムの環状溝に対する嵌め込み代分）だけ径寸法を大きくする必要があるのに対し、スペーサの場合は摩擦材との係合寸法を確保できれば良いため、径寸法についても小さくなる。

## 【0014】

第4発明では、一方の摩擦係合装置の摩擦材の第1方向の移動を阻止するスペーサにフランジが設けられているため、摩擦材を広い面積に亘って均等にピスト

ンとの間で挟圧できるようになり、局部的な発熱集中や偏摩耗が抑制されて摩擦係合装置の耐久性や係合力などの性能が向上するとともに、スペーサに接する挟圧プレート（摩擦材）を薄くしたり省略したりすることが可能で、低コスト化や全長短縮を図ることができる。また、フランジが設けられることにより、スペーサ自体の剛性が高くなるため、例えば他方の摩擦係合装置の摩擦材や連結ドラムに対して相対回転不能に嵌合されるスプラインなどの加工が容易になって製造コストが低減される。

## 【 0 0 1 5 】

## 【発明の実施の形態】

本発明の二連断続装置は、例えば摩擦係合装置であるクラッチやブレーキの作動状態によって複数の変速段や前後進を切り換える遊星歯車式の自動変速機、前後進切換装置など、車両用の動力伝達装置に好適に適用されるが、車両用以外の動力伝達装置にも適用され得る。

## 【 0 0 1 6 】

本発明の油圧シリンダおよび摩擦係合装置は、例えば軸状の支持部材を中心として円環形状を成すように構成され、連結ドラムは第 1 油圧シリンダのシリンダチューブの外筒に連続して一体に設けられるとともに、その連結ドラムの内周側に第 1 摩擦係合装置や第 2 摩擦係合装置が収容されるように構成されるが、第 1 油圧シリンダの内筒に連続して連結ドラムを設けて、その連結ドラムの外周側に摩擦係合装置を配設したり、円筒状の支持部材を用いてその内側に油圧シリンダや摩擦係合装置を配設したり、第 2 油圧シリンダとして中心部を備えている円板状のピストンを有するものを採用したりするなど、種々の態様が可能である。

## 【 0 0 1 7 】

第 1 摩擦係合装置および第 2 摩擦係合装置は、相対回転可能な 2 部材にそれぞれ摩擦材が 2 枚以上設けられる多板式のクラッチやブレーキが好適に用いられるが、各部材に摩擦材が 1 枚ずつ設けられる単板式の摩擦係合装置を採用することもできる。

## 【 0 0 1 8 】

支持部材と第 1 連結部材、第 2 連結部材との間の動力伝達方向は、支持部材側

から第1連結部材側、第2連結部材側へ伝達するものでも、その逆方向へ伝達するものでも、或いは条件によって伝達方向が変化するものでも良い。また、それ等の支持部材、第1連結部材、および第2連結部材は、総て中心線まわりに回転可能なものでも良いが、何れか1つは中心線まわりの回転不能にハウジング等に固定されていても良い。また、第1連結部材および第2連結部材は、互いに分離していて相対回転可能であっても良いが、一体的に連結されていて一緒に回転するものであっても良い。

## 【0019】

第2発明および第3発明では、第2摩擦係合装置が一方の摩擦係合装置で、第1摩擦係合装置が他方の摩擦係合装置であることが望ましいが、その逆の構成とすることも可能である。

## 【0020】

第2発明では、一方の摩擦係合装置の連結ドラム側の摩擦材が、その連結ドラムに直接相対回転不能に配設されているが、他の発明の実施に際しては、従来装置と同様に他方の摩擦係合装置に係合させるためのピストンを連結ドラムに対して相対回転不能に係合させるとともに、そのピストンに一方の摩擦係合装置の摩擦材を相対回転不能且つ中心線方向の相対移動可能に配設するようにしても良く、少なくとも連結ドラムに配設されたストッパ部材によって第1方向への移動が阻止されるようになっておれば良い。

## 【0021】

第3発明、第4発明では、他方の摩擦係合装置の摩擦材がスペーサに相対回転不能に嵌合されているとともに、一方の摩擦係合装置の摩擦材は、そのスペーサによって第1方向への移動が阻止されているが、他の発明の実施に際しては、一方および他方の摩擦係合装置の連結ドラム側の摩擦材を、何れも連結ドラムに直接相対回転不能に嵌合するとともに、それ等の摩擦材の第1方向の移動をそれぞれ別個のストッパ部材によって阻止するようにしても良い。

## 【0022】

上記スペーサは、他方の摩擦係合装置の摩擦材および連結ドラムの双方に対して相対回転不能に嵌合されるため、例えば円筒形状の外周面および内周面にそれ

ぞれスプラインが設けられるが、プレスによる曲げ加工や絞り加工により周方向において径寸法が周期的に変化する波形状を形成し、内周面および外周面の凹凸をそれぞれスプラインとして用いることも可能で、簡単且つ安価に構成できる。連結ドラムについても、同様にプレス加工で波形状を形成することによりスプラインを簡単且つ安価に構成することが可能である。

## 【 0 0 2 3 】

## 【実施例】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

図 1 の (a) は、本発明が適用された車両用自動変速機 1 0 の骨子図で、(b) は複数の変速段を成立させる際の係合要素を説明する作動表である。この車両用自動変速機 1 0 は、FF 車両などの横置き用のもので、ダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 1 2 を主体として構成されている第 1 変速部 1 4 と、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 1 6 およびダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 1 8 を主体として構成されている第 2 変速部 2 0 とを同軸線上に有し、入力軸 2 2 の回転を変速して出力歯車 2 4 から出力する。入力軸 2 2 は入力部材に相当するもので、エンジン等の走行用駆動源によって回転駆動されるトルクコンバータのタービン軸などであり、出力歯車 2 4 は出力部材に相当するもので、差動歯車装置を介して左右の駆動輪を回転駆動する。なお、この車両用自動変速機 1 0 は中心線に対して略対称的に構成されており、図 1 (a) では中心線の下半分が省略されている。

## 【 0 0 2 4 】

上記第 1 変速部 1 4 を構成している第 1 遊星歯車装置 1 2 は、サンギヤ S 1、キャリア C A 1、およびリングギヤ R 1 の 3 つの回転要素を備えており、サンギヤ S 1 が入力軸 2 2 に連結されて回転駆動されるとともに、キャリア C A 1 が第 3 ブレーキ B 3 を介して回転不能にケース 2 6 に固定されることにより、リングギヤ R 1 が中間出力部材として入力軸 2 2 に対して減速回転させられて出力する。また、第 2 変速部 2 0 を構成している第 2 遊星歯車装置 1 6 および第 3 遊星歯車装置 1 8 は、一部が互いに連結されることによって 4 つの回転要素 R M 1 ~ R M 4 が構成されており、具体的には、第 3 遊星歯車装置 1 8 のサンギヤ S 3 によ

って第1回転要素RM1が構成され、第2遊星歯車装置16のリングギヤR2および第3遊星歯車装置18のリングギヤR3が互いに連結されて第2回転要素RM2が構成され、第2遊星歯車装置16のキャリアCA2および第3遊星歯車装置18のキャリアCA3が互いに連結されて第3回転要素RM3が構成され、第2遊星歯車装置16のサンギヤS2によって第4回転要素RM4が構成されている。上記第2遊星歯車装置16および第3遊星歯車装置18は、キャリアCA2およびCA3が共通の部材にて構成されているとともに、リングギヤR2およびR3が共通の部材にて構成されており、且つ第2遊星歯車装置16のピニオンギヤが第3遊星歯車装置18の第2ピニオンギヤを兼ねているラビニヨ型の遊星歯車列とされている。

## 【0025】

上記第1回転要素RM1（サンギヤS3）は第1ブレーキB1によって選択的にケース26に連結されて回転停止させられ、第2回転要素RM2（リングギヤR2、R3）は第1クラッチC1を介して選択的に入力軸22に連結されるとともに、第2ブレーキB2によって選択的にケース26に連結されて回転停止させられ、第4回転要素RM4（サンギヤS2）は第2クラッチC2を介して選択的に前記入力軸22に連結され、第1回転要素RM1（サンギヤS3）は中間出力部材である前記第1遊星歯車装置12のリングギヤR1に一体的に連結され、第3回転要素RM3（キャリアCA2、CA3）は前記出力歯車24に一体的に連結されて回転を出力するようになっている。第1ブレーキB1～第3ブレーキB3、第1クラッチC1、第2クラッチC2は、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる多板式の油圧式摩擦係合装置である。なお、第2回転要素RM2とケース26との間には、第2回転要素RM2の正回転（入力軸22と同じ回転方向）を許容しつつ逆回転を阻止する一方向クラッチFが第2ブレーキB2と並列に設けられている。

## 【0026】

図2は、上記第1変速部14および第2変速部20の各回転要素の回転速度を直線で表すことができる共線図であり、下の横線が回転速度「0」で、上の横線が回転速度「1.0」すなわち入力軸22と同じ回転速度である。また、第1変

速部 1 4 の各縦線は、左側から順番にサンギヤ S 1、リングギヤ R 1、キャリア C A 1 を表しており、それ等の間隔は第 1 遊星歯車装置 1 2 のギヤ比 (=サンギヤの歯数/リングギヤの歯数)  $\rho_1$  に応じて定められる。第 2 変速部 2 0 の 4 本の縦線は、左端から右端へ向かって順番に第 1 回転要素 R M 1 (サンギヤ S 3)、第 2 回転要素 R M 2 (リングギヤ R 2、R 3)、第 3 回転要素 R M 3 (キャリア C A 2、C A 3)、第 4 回転要素 R M 4 (サンギヤ S 2) を表しており、それ等の間隔は第 2 遊星歯車装置 1 6 のギヤ比  $\rho_2$  および第 3 遊星歯車装置 1 8 のギヤ比  $\rho_3$  に応じて定められる。

### 【 0 0 2 7 】

そして、上記共線図から明らかなように、第 2 クラッチ C 2 および第 2 ブレーキ B 2 が係合させられて、第 4 回転要素 R M 4 が入力軸 2 2 と一体回転させられるとともに第 2 回転要素 R M 2 が回転停止させられると、出力歯車 2 4 に連結された第 3 回転要素 R M 3 は「1 s t」で示す回転速度で回転させられ、最も大きい変速比の第 1 変速段「1 s t」が成立させられる。第 2 クラッチ C 2 および第 1 ブレーキ B 1 が係合させられて、第 4 回転要素 R M 4 が入力軸 2 2 と一体回転させられるとともに第 1 回転要素 R M 1 が回転停止させられると、第 3 回転要素 R M 3 は「2 n d」で示す回転速度で回転させられ、第 1 変速段「1 s t」よりも変速比が小さい第 2 変速段「2 n d」が成立させられる。第 2 クラッチ C 2 および第 3 ブレーキ B 3 が係合させられて、第 4 回転要素 R M 4 が入力軸 2 2 と一体回転させられるとともに第 1 回転要素 R M 1 が第 1 変速部 1 4 を介して減速回転させられると、第 3 回転要素 R M 3 は「3 r d」で示す回転速度で回転させられ、第 2 変速段「2 n d」よりも変速比が小さい第 3 変速段「3 r d」が成立させられる。第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 が係合させられて、第 2 変速部 2 0 が入力軸 2 2 と一体回転させられると、第 3 回転要素 R M 3 は「4 t h」で示す回転速度すなわち入力軸 2 2 と同じ回転速度で回転させられ、第 3 変速段「3 r d」よりも変速比が小さい第 4 変速段「4 t h」が成立させられる。この第 4 変速段「4 t h」の変速比は 1 である。第 1 クラッチ C 1 および第 3 ブレーキ B 3 が係合させられて、第 2 回転要素 R M 2 が入力軸 2 2 と一体回転させられるとともに第 1 回転要素 R M 1 が第 1 変速部 1 4 を介して減速回転させられる

と、第3回転要素RM3は「5 t h」で示す回転速度で回転させられ、第4変速段「4 t h」よりも変速比が小さい第5変速段「5 t h」が成立させられる。第1クラッチC1および第1ブレーキB1が係合させられて、第2回転要素RM2が入力軸22と一体回転させられるとともに第1回転要素RM1が回転停止させられると、第3回転要素RM3は「6 t h」で示す回転速度で回転させられ、第5変速段「5 t h」よりも変速比が小さい第6変速段「6 t h」が成立させられる。また、第2ブレーキB2および第3ブレーキB3が係合させられると、第2回転要素RM2が回転停止させられるとともに第1回転要素RM1が第1変速部14を介して減速回転させられることにより、第3回転要素RM3は「R e v」で示す回転速度で逆回転させられ、後進変速段「R e v」が成立させられる。

## 【0028】

図1の(b)の作動表は、上記各変速段とクラッチC1、C2、ブレーキB1～B3の作動状態との関係をまとめたもので、「○」は係合、「◎」はエンジンプレーキ時のみ係合を表している。第1変速段「1 s t」を成立させるブレーキB2には並列に一方向クラッチFが設けられているため、発進時（加速時）には必ずしもブレーキB2を係合させる必要は無いのである。また、各変速段の変速比は、第1遊星歯車装置12、第2遊星歯車装置16、および第3遊星歯車装置18の各ギヤ比 $\rho_1$ 、 $\rho_2$ 、 $\rho_3$ によって適宜定められる。

## 【0029】

一方、図3は、上記第1クラッチC1および第2クラッチC2によって、支持部材である入力軸22と、第1連結部材である第2回転要素RM2、第2連結部材である第4回転要素RM4との間の動力伝達を断続する二連断続装置30を具体的に示す断面図で、中心線Oの上半分を示したものであり、第1クラッチC1を摩擦係合させる第1油圧シリンダ32、および第2クラッチC2を摩擦係合させる第2油圧シリンダ34を備えている。第1油圧シリンダ32、第2油圧シリンダ34は、何れも入力軸22を中心とする円環形状を成していて、その入力軸22と同心に一体的に配設され、入力軸22と共に中心線Oまわりに一体的に回転させられるようになっている。

## 【0030】



第1油圧シリンダ32は、図3の右方向に開口する有底円筒形状を成しているとともに入力軸22に相対回転不能且つ中心線O方向（図3の左右方向）の移動不能に配設されたシリンダチューブ36と、そのシリンダチューブ36内に中心線O方向の移動可能に嵌合されたピストン38とを備えており、そのシリンダチューブ36とピストン38との間の圧力室40内に油路41から作動油が供給されることにより、ピストン38を第1方向すなわち図3の右方向へ突出させて第1クラッチC1を摩擦係合させる。ピストン38の内外周部にはそれぞれゴム等のシール部材42、44が固着され、圧力室40を液密にシールしている。また、入力軸22に一体的に配設されたシリンダチューブ36の側壁部、本実施例では外周側の外筒部には、上記第1方向へ突き出すように中心線Oを中心とする円筒形状の連結ドラム46が一体に設けられており、第1クラッチC1は、その連結ドラム46の内周側に配設されて連結ドラム46に相対回転不能に配設された多数の摩擦材48と、その多数の摩擦材48の間に交互に介在させられるとともに前記第2回転要素RM2に相対回転不能に配設された多数の摩擦材50と、を備えており、前記ピストン38によってそれ等の摩擦材48、50が摩擦係合させられることにより、入力軸22に第2回転要素RM2が一体的に連結される。

## 【0031】

第2油圧シリンダ34は、上記第1油圧シリンダ32に対して前記第1方向側（図3の右側）に隣接して設けられており、図3の右方向に開口する有底円筒形状を成しているとともに入力軸22に相対回転不能且つ中心線O方向の移動不能に配設されたシリンダチューブ56と、そのシリンダチューブ56内に中心線O方向の移動可能に嵌合されたピストン58とを備えており、そのシリンダチューブ56とピストン58との間の圧力室60内に油路61から作動油が供給されることにより、ピストン58を前記第1方向すなわち図3の右方向へ突出させて第2クラッチC2を摩擦係合させる。ピストン58の内外周部にはそれぞれゴム等のシール部材62、64が固着され、圧力室60を液密にシールしている。また、第2クラッチC2は、前記連結ドラム46の内周側であって上記第2油圧シリンダ34よりも前記第1方向側すなわち図3の右方向側で前記第1クラッチC1との間に、その第1クラッチC1に隣接して配設されており、連結ドラム46に

相対回転不能に配設された多数の摩擦材 6 8 と、その多数の摩擦材 6 8 の間に交互に介在させられるとともに前記第 4 回転要素 RM 4 に相対回転不能に配設された多数の摩擦材 7 0 と、を備えており、前記ピストン 5 8 によってそれ等の摩擦材 6 8、7 0 が摩擦係合させられることにより、入力軸 2 2 に第 4 回転要素 RM 4 が一体的に連結される。

【 0 0 3 2 】

上記第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2 の摩擦材 4 8 および 5 0、6 8 および 7 0 は、何れも連結ドラム 4 6 の第 1 方向側の先端部から第 1 方向と反対向き、すなわち図 3 における左向きに挿入され、連結ドラム 4 6 或いは回転要素 RM 2、RM 4 に対してスプライン嵌合などにより相対回転不能に係合させられている。中心線 O 方向において第 1 方向と反対側、すなわち図 3 における左側に配設されている第 2 クラッチ C 2 の連結ドラム 4 6 側の摩擦材 6 8 は、その連結ドラム 4 6 に直接スプライン嵌合されて相対回転不能とされているとともに、その摩擦材 6 8 の後から連結ドラム 4 6 に相対回転不能にスプライン嵌合された円筒形状のスペーサ 7 2 を介して、連結ドラム 4 6 の先端部に一体的に装着されたスナップリング 5 2 により第 1 方向への移動が阻止され、そのスペーサ 7 2 により位置決めされた挟圧プレート 7 4 と前記ピストン 5 8 との間で挟圧されるようになっている。摩擦材 6 8 には、図 4 に示すように等間隔で 4 箇所に切欠 6 8 a が設けられている一方、前記第 1 油圧シリンダ 3 2 のピストン 3 8 には、その切欠 6 8 a に対応して 4 本の押圧突起 3 8 a が前記第 1 方向へ向かって突設されており、その押圧突起 3 8 a が切欠 6 8 a 内を挿通して第 1 クラッチ C 1 に到達するようになっている。また、第 1 クラッチ C 1 の連結ドラム 4 6 側の摩擦材 4 8 は、上記スペーサ 7 2 に相対回転不能にスプライン嵌合されているとともに、そのスペーサ 7 2 を位置決めしている前記スナップリング 5 2 により第 1 方向への移動が阻止され、そのスナップリング 5 2 により位置決めされた挟圧プレート 5 4 と前記ピストン 3 8 との間で挟圧されるようになっている。本実施例では、中心線 O 方向において第 1 方向と反対側、すなわち図 3 における左側に配設されている第 2 クラッチ C 2 が一方の摩擦係合装置で、第 1 クラッチ C 1 が他方の摩擦係合装置であり、スナップリング 5 2 はストッパ部材として機能している。

## 【 0 0 3 3 】

図 5 の (a) は、第 2 クラッチ C 2 における連結ドラム 4 6 と摩擦材 6 8 との係合関係を具体的に示す断面図で、連結ドラム 4 6 は、プレスによる曲げ加工或いは絞り加工により周方向において径寸法が周期的に変化する波形状に形成され、内周面の凹凸がスプラインとして用いられて、摩擦材 6 8 の外周部に設けられたスプラインと相対回転不能に噛合嵌合されている。また、図 5 の (b) は、第 1 クラッチ C 1 における連結ドラム 4 6 とスペーサ 7 2 と摩擦材 4 8 との係合関係を具体的に示す断面図で、スペーサ 7 2 は、同じくプレスによる曲げ加工或いは絞り加工により周方向において径寸法が周期的に変化する波形状に形成され、外周面および内周面の凹凸がそれぞれスプラインとして用いられて、上記連結ドラム 4 6 の波形状と相対回転不能に噛合嵌合されているとともに、摩擦材 4 8 の外周部に設けられたスプラインと相対回転不能に噛合嵌合されている。このようにプレスによる曲げ加工或いは絞り加工によって形成した波形状をスプラインとして用いることにより、連結ドラム 4 6 およびスペーサ 7 2 を簡単且つ安価に構成できる。

## 【 0 0 3 4 】

図 3 に戻って、前記第 2 油圧シリンダ 3 4 は、入力軸 2 2 に一体的に配設されたキャンセルプレート 8 0 を備えており、ピストン 5 8 との間に遠心油圧キャンセラー室 8 2 が形成されている。遠心油圧キャンセラー室 8 2 は、ピストン 5 8 を挟んで圧力室 6 0 と対向して設けられており、油路 8 3 から作動油が導入されることにより、中心線 O まわりの回転に起因して圧力室 6 0 内に発生する遠心油圧をキャンセルする。ピストン 5 8 は円筒形状の外筒部 8 4 を備えているとともに、キャンセルプレート 8 0 の外周縁には、外筒部 8 4 の内周面に摺接するゴム等のシール部材 8 6 が固着されており、そのシール部材 8 6 によってピストン 5 8 の移動を許容しつつ外筒部 8 4 の内周面との間が液密にシールされている。遠心油圧キャンセラー室 8 2 内にはリターンスプリング 8 8 が配設されており、圧力室 6 0 内の油圧低下に伴ってピストン 5 8 を図 3 の左方向へ後退させて第 2 クラッチ C 2 を解放する。

## 【 0 0 3 5 】

また、第1油圧シリンダ32は、上記第2油圧シリンダ34のシリンダチューブ56をキャンセルプレートとして利用して、ピストン38との間に遠心油圧キャンセラー室90が形成されている。遠心油圧キャンセラー室90は、ピストン38を挟んで圧力室40と対向して設けられており、油路91から作動油が導入されることにより、中心線Oまわりの回転に起因して圧力室40内に発生する遠心油圧をキャンセルする。ピストン38は、シリンダチューブ56の外周側に嵌合される円筒形状の外筒部92を備えているとともに、シリンダチューブ56の外周部には、外筒部92の内周面に摺接するゴム等のシール部材94が固着されており、そのシール部材94によってピストン38の移動を許容しつつ外筒部92の内周面との間が液密にシールされている。遠心油圧キャンセラー室90内にはリターンスプリング96が配設されており、圧力室40内の油圧低下に伴ってピストン38を図3の左方向へ後退させて第1クラッチC1を解放する。

## 【0036】

上記第1油圧シリンダ32のシリンダチューブ36、ピストン38、第2油圧シリンダ34のシリンダチューブ56、ピストン58、キャンセルプレート80は、例えば金属板材にプレスによる絞り加工等を施すことによって形成されるが、アルミニウム、アルミニウム合金などの鋳造品やダイカスト鋳造品、或いは鍛造品などを採用することもできる。

## 【0037】

このような本実施例の二連断続装置30においては、第2油圧シリンダ34のシリンダチューブ56が第1油圧シリンダ32のピストン38と別体に設けられて入力軸22に一体的に固設されている一方、第1クラッチC1、第2クラッチC2の摩擦材48および50、68および70は、連結ドラム46に装着されたスナップリング52によってそれぞれ第1方向への移動が阻止され、ピストン38、58により挟圧されて摩擦係合させられるようになっているため、第1油圧シリンダ32および第2油圧シリンダ34は、別々に第1クラッチC1および第2クラッチC2に係合、解放できる。これにより、両方のクラッチC1、C2の係合トルクを同時に高い精度できめ細かく制御することが可能となり、それ等のクラッチC1、C2の使用態様の自由度が向上する。

## 【 0 0 3 8 】

また、中心線O方向において第1方向と反対側、すなわち第2油圧シリンダ34に隣接して配設されている第2クラッチC2の連結ドラム46側の摩擦材68が、その連結ドラム46に直接相対回転不能にスプライン嵌合されており、第1方向側に位置する第1クラッチC1に係合させる第1油圧シリンダ32のピストン38は、その摩擦材68に設けられた切欠68aを挿通させられて、第1クラッチC1の摩擦材48、50を挟圧するようになっている。このため、従来のように第1油圧シリンダ32のピストン38に第2クラッチC2の摩擦材68を相対回転不能に嵌合する場合に比較して、円筒形状のドラムやスプライン歯などをピストン38に設ける必要がなく、ピストン38の形状が簡略化されて、装置が全体として簡単且つ安価に構成されるとともに、第2クラッチC2の係合、非係合によって第1油圧シリンダ32のピストン38の作動抵抗が変化する恐れがなく、その第2クラッチC2の係合、非係合に拘らず第1クラッチC1の係合、解放時の係合トルクの過渡制御などを高い精度で行うことができる。

## 【 0 0 3 9 】

また、上記第2クラッチC2の摩擦材68、70は、スペーサ72を介してスナップリング52により第1方向への移動が阻止されるようになっているため、第1クラッチC1側と同様にスナップリングを用いて位置決めする場合に比較して、そのスナップリングの板厚分だけ中心線O方向の長さ寸法が短くなる。また、スナップリングを縮径させた状態で連結ドラム46に嵌合して組付用の環状溝に嵌め入れる必要があるため、第1油圧シリンダ32のピストン38の押圧突起38aとの干渉を避けるために、径方向において挟圧プレート74との係合寸法以上に上記縮径分（言い換えれば連結ドラム46の環状溝に対する嵌め込み代分）だけ径寸法を大きくする必要があるのに対し、スペーサ72の場合は挟圧プレート74との係合寸法を確保できれば良いため、径寸法についても小さくなる。

## 【 0 0 4 0 】

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前記実施例と実質的に共通する部分には同一の符号を付して詳しい説明を省略する。

## 【 0 0 4 1 】

前記実施例では円筒形状のスペーサ 7 2 が用いられて、挟圧プレート 7 4 の外周部に当接させられるようになっていたが、図 6 の二連断続装置 1 0 0 のように、スペーサ 7 2 の先端に、挟圧プレート 7 4 と略平行になるように連結ドラム 4 6 から離間する内周方向へ向かって略直角に曲げられた円環形状のフランジ 1 0 2 を一体に設け、挟圧プレート 7 4 の広い面積に亘って当接させるようにしても良い。この場合は、フランジ 1 0 2 により挟圧プレート 7 4 を広い面積に亘ってバックアップできるため、摩擦材 6 8、7 0 をピストン 5 8 との間で均等に挟圧できるようになり、局部的な発熱集中や偏摩耗が抑制されて第 2 クラッチ C 2 の耐久性や係合力などの性能が向上するとともに、挟圧プレート 7 4 を薄くしたり省略したりすることが可能で、低コスト化や全長短縮を図ることができる。また、フランジ 1 0 2 が設けられることにより、スペーサ 7 2 自体の剛性が高くなるため、スプラインとして機能する波形状のプレス加工などが容易になって製造コストが低減される。

#### 【0 0 4 2】

なお、上記フランジ 1 0 2 には、前記摩擦材 6 8 と同様にピストン 3 8 の押圧突起 3 8 a を挿通させるための切欠穴が設けられる。また、上記二連断続装置 1 0 0 では、ピストン 3 8 の押圧突起 3 8 a 部分に波形状の噛合歯 1 0 4 が設けられ、連結ドラム 4 6 のスプライン（波形状）に相対回転不能に係合させられている。ピストン 3 8 は、例えばアルミニウム、アルミニウム合金などの鋳造品やダイカスト鋳造品、或いは鍛造品やプレス成形品などで、前記実施例でも同様な噛合歯を設けることが可能である。

#### 【0 0 4 3】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【図 1】

本発明の一実施例である二連断続装置を備えている車両用自動変速機を説明する図で、(a) は骨子図、(b) は各変速段を成立させる際のクラッチおよびブレー

キの作動状態を示す作動表である。

【図 2】

図 1 の実施例の共線図である。

【図 3】

図 1 の車両用自動変速機のクラッチ C 1、C 2 部分を具体的に示す断面図である。

【図 4】

図 3 のクラッチ C 2 の連結ドラム側の摩擦材と第 1 油圧シリンダのピストンとの関係を示す図である。

【図 5】

図 3 の実施例の局所的な断面図で、(a) はクラッチ C 2 の連結ドラムと摩擦材との係合関係を具体的に示す図、(b) はクラッチ C 1 の連結ドラムとスペーサと摩擦材との係合関係を具体的に示す図である。

【図 6】

本発明の他の実施例を示す断面図で、図 3 に対応する図である。

【符号の説明】

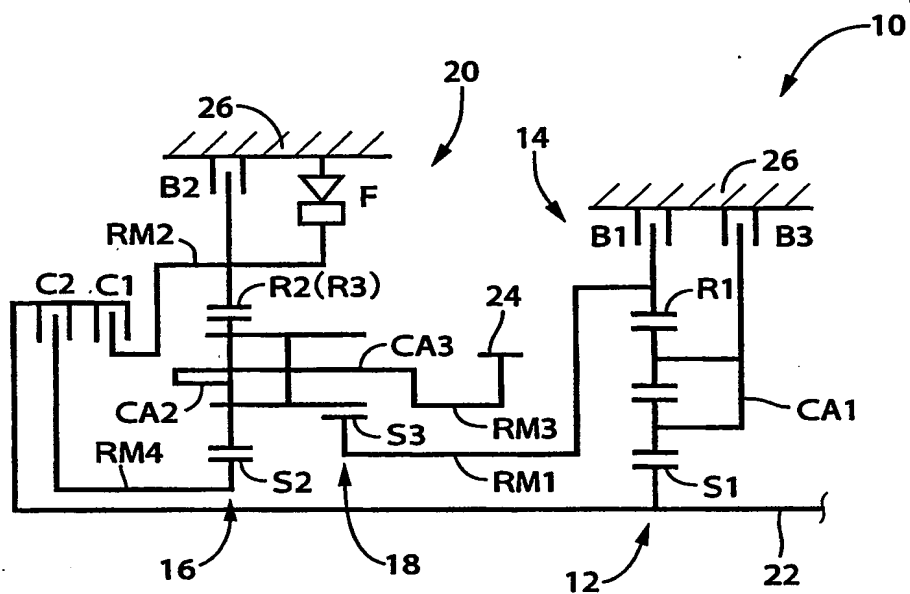
2 2 : 入力軸 (支持部材)      3 0、1 0 0 : 二連断続装置      3 2 : 第 1 油  
 圧シリンダ      3 4 : 第 2 油圧シリンダ      3 6、5 6 : シリンダチューブ  
 3 8、5 8 : ピストン      4 0、6 0 : 圧力室      4 6 : 連結ドラム      4 8、  
 5 0、6 8、7 0 : 摩擦材      5 2 : スナップリング (ストッパ部材)      6 8  
 a : 切欠      7 2 : スペーサ      1 0 2 : フランジ      RM 2 : 第 2 回転要素 (第 1 連結部材)  
 RM 4 : 第 4 回転要素 (第 2 連結部材)      C 1 : 第 1 クラ  
 ッチ (第 1 摩擦係合装置、他方の摩擦係合装置)      C 2 : 第 2 クラッチ (第 2  
 摩擦係合装置、一方の摩擦係合装置)      O : 中心線

【書類名】

図面

【図 1】

(a)

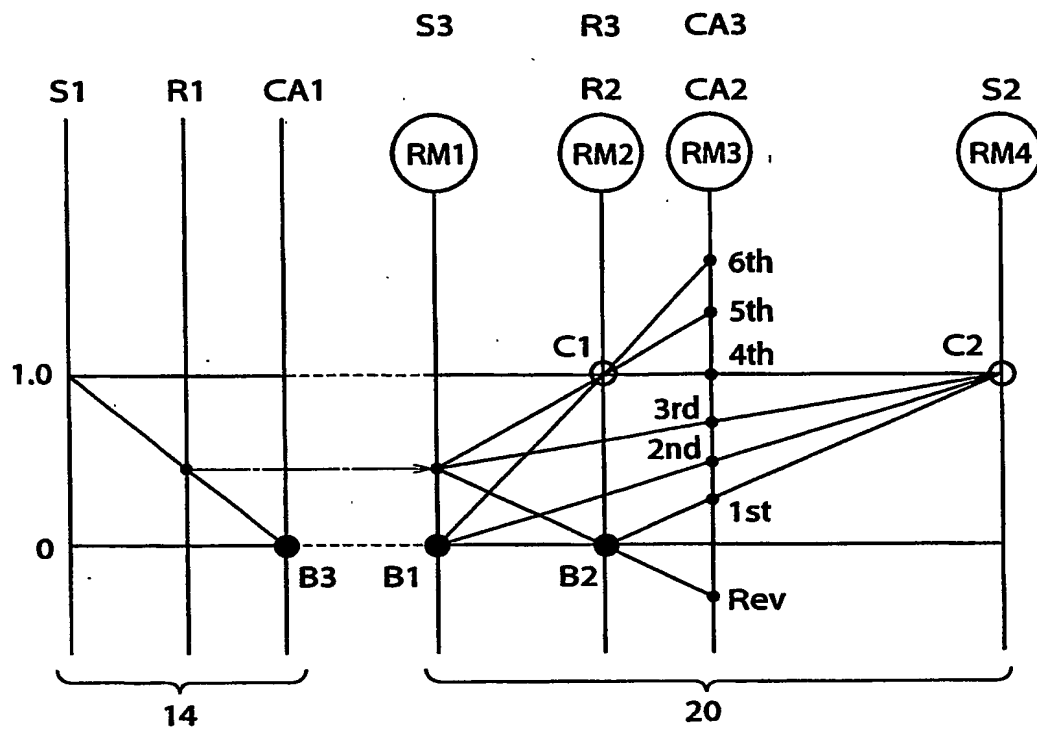


(b)

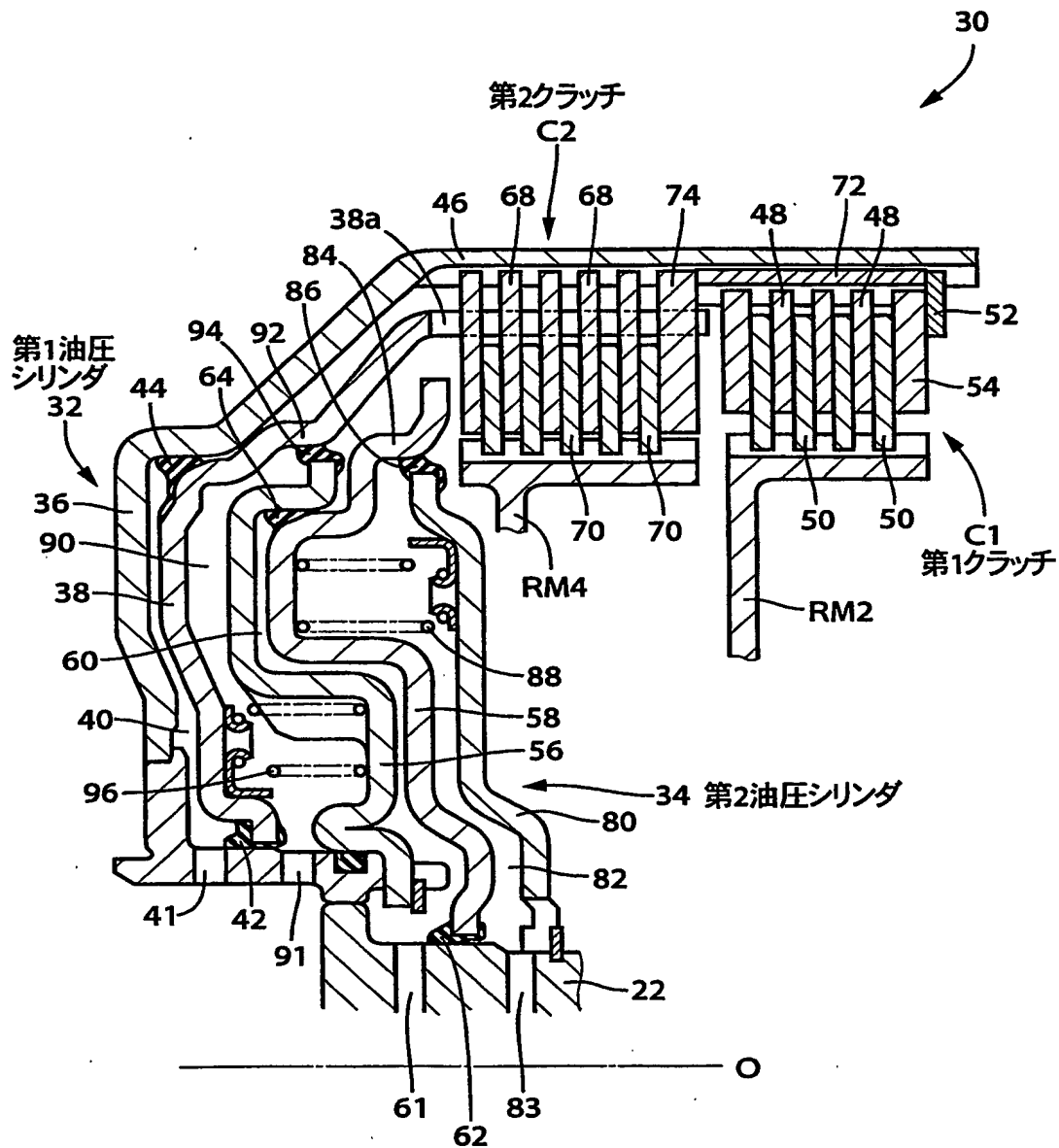
	C1	C2	B1	B2	B3	F
1st		○		⊙		○
2nd		○	○			
3rd		○			○	
4th	○	○				
5th	○				○	
6th	○		○			
Rev				○	○	



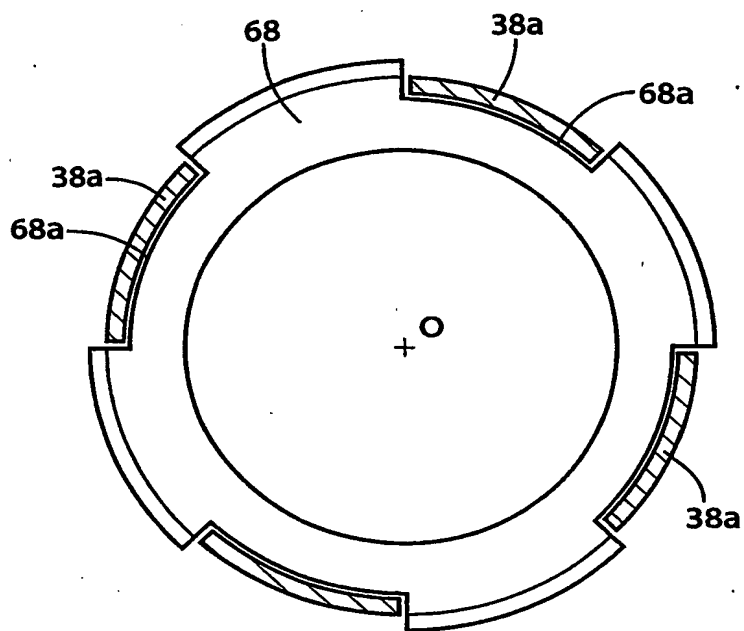
【図 2】



【図 3】

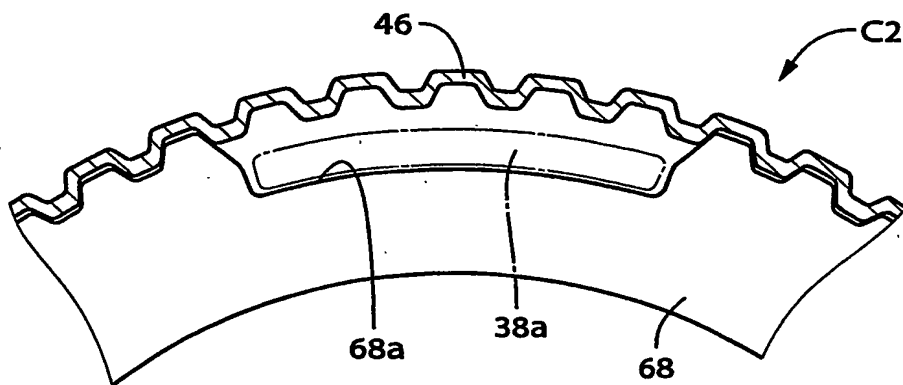


【図 4】

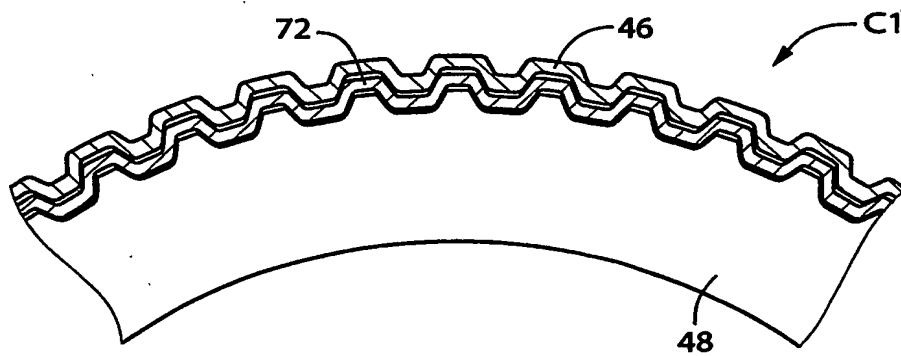


【図 5】

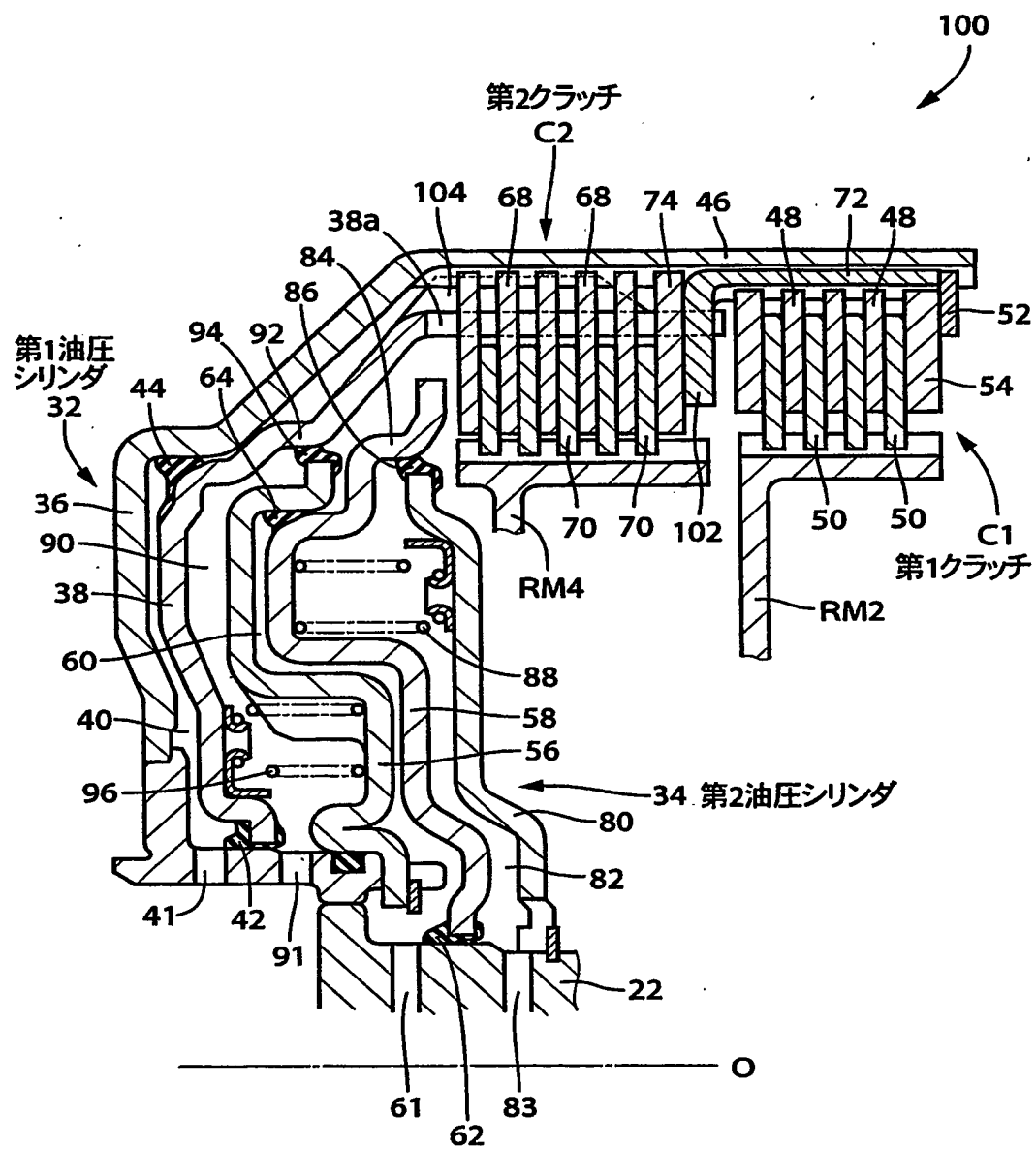
(a)



(b)



【図 6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 第1油圧シリンダのシリンダチューブに一体的に設けられた連結ドラムに第1クラッチおよび第2クラッチが配設されている二連断続装置において、各クラッチの係合トルクを同時に高い精度できめ細かく制御できるようにする。

【解決手段】 第2油圧シリンダ34のシリンダチューブ56が第1油圧シリンダ32のピストン38と別体に設けられて入力軸22に一体的に固設されている一方、第1クラッチC1、第2クラッチC2の摩擦材48および50、68および70は、連結ドラム46に装着されたスナップリング52によってそれぞれ第1方向への移動が阻止され、ピストン38、58により挟圧されて摩擦係合させられるようになっているため、両方のクラッチC1、C2の係合トルクを同時に高い精度できめ細かく制御することができる。

【選択図】 図3

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2002-320470
受付番号	50201662370
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年11月 7日

<認定情報・付加情報>

【提出日】	平成14年11月 1日
-------	-------------

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社